



AUSLEGESCHRIFT 1 140 595

V 10830 II/20b

ANMELDETAG: 25. JUNI 1956

BEKANNTMACHUNG

DER ANMELDUNG

UND AUSGABE DER

AUSLEGESCHRIFT: 6. DEZEMBER 1962

1

Der Gegenstand des Hauptpatents bezieht sich auf mit Brennkraftmaschinen ausgerüstete Antriebe von Hilfsmaschinen, insbesondere von Bremsluftkompressoren an Schienenfahrzeugen. Die Brennkraftmaschine dient dort im letztgenannten Falle hauptsächlich zum Antrieb des Fahrzeuges, treibt aber nebenbei über eine regelbare Strömungskupplung noch den Bremsluftkompressor an. Die Strömungskupplung ist dabei so ausgelegt und wird so gesteuert, daß sie bei Leerlauf der Brennkraftmaschine voll oder nahezu voll eingeschaltet ist und hierbei den Kompressor od. dgl. mit seiner kleinstzulässigen Drehzahl antreibt, bei der dieser die erforderliche Mindestluftfördermenge erzeugt. Auch nach dem Überschreiten der Leerlaufdrehzahl der Brennkraftmaschine bleibt die Strömungskupplung so lange voll oder nahezu voll eingeschaltet, bis die höchstzulässige Kompressordrehzahl erreicht ist. Erst bei weiterer Steigerung der Brennkraftmaschinendrehzahl, die mitunter während beträchtlich langer Fahrzustände anhalten kann, wird das Kraftübertragungsvermögen der Strömungskupplung — insbesondere durch Füllungsverminderung — so weit herunterge-regelt, d. h. also ein so großer Kupplungsschlupf eingeschaltet, daß der Kompressor od. dgl. seine höchstzulässige Drehzahl nicht überschreitet. Der Kompressor weist hierbei fast durchweg etwa sein größtes Betriebsdrehmoment auf. Ferner wird in diesen Fällen eine besonders hohe Betriebssicherheit für die Kupplungsregelung verlangt, da deren Versagen meist eine Zerstörung des Kompressors bedeutet und eine unter Umständen folgenschwere Beeinträchtigung der Bremsanlage und der Verkehrssicherheit des Fahrzeuges zur Folge haben kann.

Ähnliche Betriebserfordernisse — im wesentlichen also hoher oder höchster Nutzdrehmomentbedarf bei gleichzeitig großem Kupplungsschlupf während beträchtlicher Betriebszeiten sowie große Betriebssicherheit der Kupplungsregelung — bestehen mitunter auch bei anderen über eine regelbare Strömungskupplung angetriebenen Arbeitsmaschinen, und zwar außer bei Fahrzeugen auch bei ortsfesten Anlagen. Für derartige Antriebsanlagen schlägt nun die Erfindung eine besonders günstige Bauart der regelbaren Strömungskupplung vor, die den für diese Zwecke bisher verwendeten Kupplungen hinsichtlich Bauaufwand und Betriebsverhalten bedeutend überlegen ist.

Erfindungsgemäß wird für Antriebsanlagen der vorerwähnten Art mit in ihrer Füllung regelbarer Strömungskupplung eine Kupplungsbauart verwendet, die ein feststehendes und den Kupplungsarbeits-

Füllungsgeregelte Strömungskupplung,
vorzugsweise für den Antrieb eines Bremsluftkompressors in einem Schienenfahrzeug

Zusatz zum Patent 1 117 635

Anmelder:

J. M. Voith G.m.b.H., Heidenheim/Brenz

Dipl.-Ing. Ernst Seibold und Helmut Müller,
Heidenheim/Brenz,
sind als Erfinder genannt worden

2

raum nach außen abdichtendes Kupplungsgehäuse aufweist, in oder an dem außerdem die Steuerorgane für die Füllungsregelung angeordnet sind.

Diese Kupplungsmerkmale sind zwar an sich bekannt; jedoch wurden Strömungskupplungen mit einem feststehenden, den Arbeitsraum nach außen abdichtenden Gehäuse bislang sehr selten verwendet, da sie infolge der großen Wandreibung zwischen den Laufrädern und dem nicht rotierenden Gehäuse einen schlechten Wirkungsgrad ergeben. Die Erfindung fußt auf der Erkenntnis, daß bei den eingangs genannten Anwendungsgebieten — und zwar nur dann — der wirkungsgradvermindernde Einfluß der Wandreibung eine untergeordnete Rolle spielt; denn bei den zeitlich ausgedehnten Betriebszuständen mit (zwecks Herabregelung der Drehzahl) verringerter Kupplungsfüllung und demnach absichtlich vergrößertem Schlupf ist ja der Kupplungswirkungsgrad schon aus diesem Grunde zwangsläufig niedrig, unter Umständen nur noch 50 bis 60%, so daß demgegenüber der Einfluß der Wandreibung nur mehr wenig ins Gewicht fällt.

Andererseits ergibt das feststehende und das Kupplungsinne nach außen abdichtende Gehäuse bedeutende Vorteile, unter anderem eine einfache und billige Konstruktion der Kupplung und insbesondere eine sehr betriebssichere Regelung. Die Steuerorgane für die Füllungsregelung lassen sich nämlich nunmehr einfach ausbilden, außerdem leicht zugänglich an dem feststehenden Gehäuse anordnen und bequem

überwachen. Bei Kupplungen mit umlaufendem Gehäuse müßten dagegen die Regelorgane entweder an umlaufenden Kupplungsteilen angeordnet oder aber als nicht umlaufendes Schöpfrohr ausgebildet sein, wobei sie dann schlecht zugänglich sind. Außerdem ist die erstgenannte Ausführungsform umständlich und sehr störungsanfällig. Bei Verwendung eines feststehenden Schöpfrohres dagegen ist infolge der pulsierenden Flüssigkeitskräfte ein Schöpfrohrbruch möglich. In diesem Fall würde sich die Kupplung sofort vollständig füllen, und die angetriebene Maschine (etwa der Kompressor) könnte dann infolge überhöhter Drehzahlen zerstört werden.

Um trotz des feststehenden Kupplungsgehäuses die Wandreibung möglichst klein zu halten, wird nach einer Weiterbildung der Erfindung eine am Turbinenrad befestigte und das Pumpenrad teilweise oder ganz von außen umfassende Schale vorgesehen, die durch an ihrem äußeren Durchmesserbereich angeordnete Ausnehmungen, Öffnungen od. dgl. mit großem Querschnitt ein vollständiges und schnelles Entleeren des Arbeitsraumes ermöglicht. Die Wandreibung zwischen der Turbinenradschale und dem Gehäuse ist dann geringer als zwischen entsprechenden Teilen des Pumpenrades und dem Gehäuse, da die Turbinenraddrehzahl stets um den Schlupf kleiner ist als die Pumpenraddrehzahl. Die nunmehr zusätzlich auftretende Wandreibung zwischen dem Pumpenrad und der Turbinenradschale wird dagegen als Nutzdrehmoment auf der Antriebsseite wirksam und ist daher nicht als Verlust anzusehen.

Da die Wandreibungsverluste mit der fünften Potenz des Durchmessers anwachsen, genügt es übrigens schon, wenn die Turbinenradschale das Pumpenrad nur an dessen äußeren Durchmesserbereich überdeckt. Zum Erleichtern der Montage werden dabei die das Pumpenrad teilweise von außen umfassende Turbinenradschale sowie der ihr unmittelbar benachbarte Teil der Rückwand des Pumpenrades zahnkranzartig ausgebildet, und zwar derart, daß Pumpen- und Turbinenrad durch axiales Verschieben in ihre gegenseitige Betriebslage gebracht werden können.

Eine weitere Verringerung der Wandreibungsverluste kann noch dadurch erzielt werden, daß der Außendurchmesser des Arbeitsraumes der Strömungskupplung so klein gewählt wird, als dies mit Rücksicht auf die zu übertragenden Drehmomente zulässig ist. Dabei ist jedoch insbesondere bei Kolbenkompressoren oder anderen anzutreibenden Kolbenarbeitsmaschinen zu berücksichtigen, daß das Losbrechmoment (das zum Überwinden der Reibung der Ruhe erforderlich ist) mitunter dreimal so groß ist wie das größte Betriebsdrehmoment. In diesen Anwendungsfällen wird daher der Außendurchmesser des Arbeitsraumes der Strömungskupplung so klein bemessen, daß diese bei voller Füllung, kleinstmöglicher Pumpenraddrehzahl (und damit kleinster Motordrehzahl) und stillstehendem Turbinenrad (und stehendem Kompressor) noch ein Drehmoment überträgt, das um einen kleinstzulässigen Sicherheitsbetrag größer ist als das Losbrechmoment der anzutreibenden Hilfsmaschine.

Die Maßnahme zum Verkleinern des Außendurchmessers und damit der Wandreibung kann ferner dadurch unterstützt werden, daß auch der Innendurchmesser des Kupplungsarbeitsraumes möglichst klein bemessen wird, und zwar so klein, als dies mit Rück-

sicht auf die Abmessungen der Kupplungswellen und deren Lager möglich ist.

Ferner ist es zweckmäßig, das Pumpenrad der Strömungskupplung in an sich bekannter Weise fliegend auf seiner Antriebswelle — etwa einer Getriebewelle oder der Motorwelle — anzuordnen, da dann wenig Lager und Dichtungen erforderlich sind und sich geringe umlaufende Primärmassen und damit eine geringe Schwingungsanfälligkeit ergeben. Hierbei wird außerdem das Lager der Pumpenradwelle vorteilhaft außerhalb des für die Arbeitsflüssigkeit zugänglichen Kupplungsraumes vorgesehen. Bei laufendem Motor und ausgeschalteter (ganz entleerter) Kupplung braucht dann kein im Kupplungsraum befindliches Lager geschmiert zu werden. Dadurch wird vermieden, daß das Schmieröl solcher Kupplungslager in den entleerten Arbeitsraum gelangen und diesen aufheizen könnte.

Beim Anfahren insbesondere von Kolbenarbeitsmaschinen muß die Strömungskupplung das bereits erwähnte große Losbrechmoment übertragen. Es bildet sich dabei im Arbeitsraum der Kupplung eine besonders starke Kreisströmung zwischen Pumpen- und Turbinenrad (gemäß Pfeil 26 in Fig. 2) aus. Diese Kreisströmung darf sich nun nicht entgegen dem Fülldruck der Füllpumpe auswirken, da sonst nur ein teilweises Füllen der Kupplung erreichbar wäre oder aber die Füllpumpe für einen hohen Druck ausgelegt sein müßte. Die Füllkanäle werden daher in an sich bekannter Weise in den Pumpenradschaufeln angeordnet, und zwar so, daß sie etwa radial auswärts in den Kernraum des Arbeitsraumes führen. Diese Füllkanäle wirken dann außerdem noch als Drucksteigerungspumpe.

Zur Beschleunigung der Füllvorgänge werden ferner Entlüftungskanäle in den Turbinenradschaufeln angeordnet, die in bekannter Weise am Kernringraum beginnen, vorzugsweise radial einwärts führen und mit einem überdrucklosen Raum in Verbindung stehen. Des weiteren empfiehlt sich noch die Anordnung zusätzlicher Entlüftungskanäle, die von achsnahen Stellen des Arbeitsraumes ebenfalls zu einem überdrucklosen Raum führen, deren Querschnitt jedoch wesentlich kleiner ist als der Querschnitt der ersterwähnten Entlüftungskanäle. Bei starker Kreisströmung sind dann die mit dem Kernraum verbundenen, bei schwacher Kreisströmung dagegen die anderen Entlüftungskanäle wirksam.

Die Regeleinrichtung der Strömungskupplung weist zweckmäßig zwei getrennte Steuerorgane — beispielsweise zwei Steuerschieber — auf, wovon das eine als Ein- und Ausschaltventil ausgebildet ist und den Arbeitsraum der Strömungskupplung wahlweise mit der Füllpumpe oder aber mit einer Rücklaufleitung verbindet; das zweite Organ (Füllungsregelventil) dient zum stufenlosen Verändern der Größe einer Auslaßöffnung des Kupplungsarbeitsraumes und damit zum Regeln des Füllungsgrades.

In vielen Anwendungsfällen — insbesondere dann, wenn die anzutreibende Maschine, etwa ein Kolbenkompressor, eine höchstzulässige Drehzahl nicht überschreiten darf — ist es zweckmäßig, wenn das Füllungsregelventil selbsttätig, und zwar in Abhängigkeit von der Turbinenraddrehzahl oder aber vom Fliehkraftdruck der Kupplungsflüssigkeit, gesteuert wird. Bei einer selbsttätigen Regelung in Abhängigkeit vom Fliehkraftdruck ist es außerdem an-

gebracht, daß man den bei voller Kupplung sich einstellenden, durch die Füllpumpe erzeugten Überlagerungsdruck kompensiert, da dieser sonst die Regelung beeinflussen und ein Pendeln bewirken würde. Aus diesem Grunde wird das Füllungsregelventil so ausgebildet, daß es einerseits durch den Fliehkraftdruck und den Überlagerungsdruck der Kupplungsflüssigkeit im Sinne einer Füllungsverkleinerung und andererseits durch den Überlagerungsdruck und eine Rückstellkraft, etwa durch eine Feder, im Sinne einer Füllungsvergrößerung beeinflusst wird.

Um die Sicherheit gegen Beschädigen und Zerstören der Kupplung zu erhöhen, kann in bekannter Weise noch ein als Überdrehzahlschutz dienendes Überdruckventil vorgesehen sein, das beim Überschreiten des der höchstzulässigen Antriebsbrennkraftmaschinen-drehzahl zugeordneten Fliehkraftdruckes der Kupplungsflüssigkeit für diesen einen Auslaßkanal freigibt. Sofern dann die übrigen Steuerorgane der Kupplung versagen, wird die Höhe der Hilfsmaschinen-drehzahl durch das Überdruckventil begrenzt.

Die Erfindung ist an einem Ausführungsbeispiel in der Zeichnung näher erläutert. Hierbei zeigt

Fig. 1 das Schema der Antriebsanlage einer Motorlokomotive mit einer Bremsluftkompressoranlage mit regelbarer Strömungskupplung gemäß der Erfindung und

Fig. 2 einen Axialschnitt bzw. Fig. 3 einen achsenkrechten Schnitt nach der Linie III-III der Fig. 2 durch diese Strömungskupplung in gegenüber Fig. 1 vergrößerter Darstellung.

Bei der Lokomotive nach Fig. 1 werden von der Antriebsbrennkraftmaschine 1 über das Strömungsgetriebe 2 und die Kardanwellen 3 und 4 die Treibräder 5 und 6 angetrieben. An der der Antriebsbrennkraftmaschine 1 abgewandten Stirnseite des Strömungsgetriebes 2 ist die in ihrer Füllung regelbare Strömungskupplung 7 angeflanscht. Ihr Pumpenrad 8 steht über die durchgehende Getriebewelle 9 mit der Maschine 1 dauernd in Antriebsverbindung. Das Turbinenrad 10 treibt über die Keilriemenscheibe 11 und den Keilriemen 12 den Kolbenkompressor 13 an, der die Bremsluft für die Fahrzeugbremsanlage in den Sammelbehälter 14 liefert.

Die Übersetzung zwischen der Brennkraftmaschine 1 und dem Kompressor 13 sowie die Auslegung der Strömungskupplung 7 sind so gewählt, daß einerseits bei leer laufender Maschine 1 und voller Strömungskupplung 7 die kleinstzulässige Kompressordrehzahl nicht unterschritten wird; andererseits muß die Strömungskupplung 7 während der beträchtlichen Betriebszeiträume, in denen die Antriebsmaschine 1 entsprechend der geforderten Fahrgeschwindigkeit eine hohe Drehzahl aufweist, so weit geleert werden, daß die höchstzulässige Kompressordrehzahl nicht überschritten wird. Dabei ist auch bei Betrieb mit großem Kupplungsschlupf ungefähr ein dem höchsten Kompressor-Betriebsdrehmoment entsprechendes Kupplungsmoment zu übertragen.

Fig. 2 und 3 zeigen in größerer Darstellung zwei Schnitte durch die Strömungskupplung. Hiernach trägt die Verlängerung der Getriebewelle 9 das Pumpenrad 8. Das Turbinenrad 10 ist über seine Welle fest mit der Keilriemenscheibe 11 verbunden. Beide Laufräder 8 und 10 sind von dem feststehenden zweiteiligen Kupplungsgehäuse 15, 16 um-

geschlossen, das das Kupplungsinnere nach außen abdichtet (s. die Wellendichtungen 25 und 70 bis 73) und außerdem die Steuerorgane 77 und 78 trägt. Der Gehäuseteil 16 ist am Gehäuse 17 des Strömungsgetriebes angeflanscht. An dem Turbinenrad 10 ist noch eine Schale 18 befestigt, die das Pumpenrad 8 teilweise von außen umfaßt. Der radial äußere Teil der Rückwand des Pumpenrades 8 sowie der benachbarte Teil der Schale 18 sind dabei zahnkranzartig ausgebildet (s. die Zähne 19 bzw. 20 gemäß Fig. 3), derart, daß beide Laufräder 8 und 10 bei der Montage durch axiales Verschieben in ihre gegenseitige Betriebslage gebracht werden können. Die Lücken zwischen den Zähnen 20 sowie die Öffnungen 21 an der Turbinenradschale 18 verhindern, daß letztere beim Entleeren der Kupplung einen Teil der Arbeitsflüssigkeit zurückhält.

Das Pumpenrad 8 ist fliegend angeordnet, wobei das ihm benachbarte Lager 24 der Getriebewelle 9 durch die Dichtung 25 gegen das Kupplungsinnere abgedichtet ist. Bei laufender Maschine und damit auch laufendem Pumpenrad 8 sowie bei ganz entleerter Kupplung brauchen daher keine Kupplungslager geschmiert zu werden. Die Lager 22 und 23 für die Turbinenradwelle benötigen bei diesem Betriebszustand keine Schmierung, da dann das Turbinenrad 10 steht. Bei gefüllter Kupplung werden diese Lager durch das Kupplungsöl geschmiert.

Bei großem Kupplungsschlupf stellt sich eine Kreisströmung gemäß Pfeil 26 ein. In diesem Fall kann die im Kernraum 27 sich ansammelnde Luft durch die Entlüftungskanäle 28 in den Turbinenradschaufeln sowie durch die weiteren Kanäle 29, 30, 31 und 34 in einen drucklosen Raum entweichen. Bei geringer Kreisströmung, aber großer Umlaufgeschwindigkeit in Richtung des Pfeiles 32 sammelt sich dagegen die Luft in Achsnähe an und kann dann durch die zusätzlichen Entlüftungskanäle 33 mit kleinerem Querschnitt abströmen.

Das Füllen und Entleeren der Strömungskupplung wird durch das Ein- und Ausschaltventil 77 mit verschiebbarem Steuerkolben 35 bewirkt. Solange der Luftdruck in dem Bremsluft-Sammelbehälter 14 einen festgesetzten Höchstdruck nicht überschreitet, befindet sich der Steuerkolben 35 unter der Wirkung der Feder 36 in seiner obersten Stellung. Hierbei kann die Füllpumpe 37 Öl aus einem Ölsammelbehälter 38 über die Steuerkanäle 39 und 40 sowie den Verbindungskanal 41 in den Ringraum 42 fördern. Von dort gelangt das Öl über Kanäle 43, 44, 45, die axiale Durchbohrung 46 der Turbinenradwelle, den Ringraum 47, Kanäle 48 und die in Pumpenradschaufeln angeordneten, radial auswärts gerichteten Kupplungsfüllkanäle 49 in den Kernraum 27 des Kupplungsarbeitsraumes. Die Kolbenringdichtungen 71, 72 und 73 dichten die Füllkanäle 43 und 44 gegenüber den Entlüftungskanälen 30 und 31 bzw. zum Arbeitsraum der Kupplung (Lager 22) und zum Lager 23 hin ab.

Sobald der Druck in dem Luftsammelbehälter 14 den Höchstwert erreicht, verschiebt er den Steuerkolben 35 entgegen der Kraft der Feder 36 nach unten. Die Verbindung der Steuerkanäle 39 und 40 wird dabei unterbrochen, während gleichzeitig die Entleerleitung 50 über die Steuerkanäle 51 und 52 mit der in den Ölsammelbehälter 38 führenden Rücklaufleitung 53 verbunden wird. Die Strömungskupplung entleert sich nunmehr.

Das selbsttätig gesteuerte Füllungsregelventil 78 mit dem verschiebbaren Steuerkolben 55 dient zum stufenlosen Verändern der Kupplungsfüllung. Hierbei wirken der Überlagerungsdruck sowie der nur am Kupplungsumfang in voller Höhe wirksame Fliehkraftdruck der Kupplungsflüssigkeit durch den Verbindungskanal 56 auf die untere Stirnseite 57 des Steuerkolbens 55. Über den an einer achsnahen Stelle des Kupplungsgehäuses beginnenden Kanal 58 gelangt dagegen lediglich der Überlagerungsdruck zur oberen Stirnseite 59 des Steuerkolbens 55. Dieser wird somit allein unter dem Einfluß des Fliehkraftdruckes entgegen der Kraft der Feder 60 nach oben verschoben und gibt einen dem jeweiligen Fliehkraftdruck entsprechend großen Teil des dreieckförmigen Auslaßquerschnittes 61 frei, von wo das Kupplungsöl über die Rücklaufleitung 62 in den Ölsammelbehälter 38 abfließen kann. Bei hoher Sekundärdrehzahl und großem Fliehkraftdruck stellen sich demnach selbsttätig ein großer Auslaßquerschnitt 61 und eine kleine Kupplungsfüllung ein und umgekehrt.

Zum Erhöhen der Sicherheit dient noch ein Überdruckventil mit einem als Teller ausgebildeten Ventilkörper 63 und einer Ventillfeder 64. Sofern die an sich sehr betriebssichere Kupplungssteuerung trotzdem jemals versagen sollte, preßt der bei Überdrehzahl der Antriebsbrennkraftmaschine erzeugte hohe Fliehkraftdruck der Kupplungsflüssigkeit den Ventilkörper 63 nach unten, worauf sich dann die Kupplung über den Auslaßkanal 65 und die Leitung 66 zumindest so weit entleert, daß der Kompressor keine zu hohen Drehzahlen ausführt.

Sämtliche Teile der Kupplungssteuerung sind von außen bequem zugänglich und leicht zu überwachen. Diese Ausführung der Kupplungssteuerung ist somit für die eingangs geschilderten Anwendungsgebiete mit geforderter großer Betriebssicherheit besonders geeignet.

Außer den gesteuerten Auslaßöffnungen ist zusätzlich noch eine ungesteuerte, dauernd offene Abspritzbohrung 67 mit kleinem Querschnitt vorgesehen, durch die zwecks Kühlung während des Kupplungsbetriebes stets eine kleine Menge heißer Betriebsflüssigkeit austreten kann.

Anspruch 1 soll nur die Gesamtkombination seiner je für sich bekannten Merkmale sowohl in Anwendung auf den Gegenstand des Hauptpatents als auch losgelöst von diesem schützen. Ferner sollen die Unteransprüche 6 bis 9 und 14 nur im Zusammenhang mit Anspruch 1 Schutz genießen.

PATENTANSPRÜCHE:

1. Füllungsgeregelte Strömungskupplung, die zur regelbaren Kraftübertragung von der Antriebsbrennkraftmaschine eines Fahrzeuges oder einer ortsfesten Anlage zu einer anzutreibenden Hilfsmaschine dient, wobei letztere während beträchtlicher Betriebszeiten einen großen Kupplungsschlupf und etwa ihr größtes Betriebsdrehmoment erfordert, insbesondere für eine Einrichtung nach Patent 1 117 635 und vorzugsweise für den Antrieb eines Bremsluftkompressors in einem Schienenfahrzeug, gekennzeichnet durch die Verwendung einer an sich bekannten Strömungskupplung (7) mit einem feststehenden und den Kupplungsarbeitsraum nach außen ab-

dichtenden Kupplungsgehäuse (15, 16), in oder an dem außerdem die Steuerorgane (77 und 78) für die Füllungsregelung angeordnet sind.

2. Strömungskupplung nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch eine am Turbinenrad (10) befestigte und das Pumpenrad (8) teilweise oder ganz von außen umfassende Schale (18), die durch an ihrem äußeren Durchmesserbereich angeordnete Ausnehmungen, Öffnungen (21) od. dgl. großen Querschnitts ein vollständiges und schnelles Entleeren des Arbeitsraumes ermöglicht.

3. Strömungskupplung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Schale (18) sowie der dieser unmittelbar benachbarte Teil der Rückwand des Pumpenrades (8) zahnkranzartig ausgebildet sind (Zähne 20 und 19), und zwar derart, daß bei der Montage das Pumpenrad (8) und das Turbinenrad (10) durch axiales Verschieben in ihre gegenseitige Betriebslage gebracht werden können.

4. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, insbesondere zum Antrieb eines Kolbenkompressors oder einer anderen anzutreibenden Kolbenarbeitsmaschine als Hilfsmaschine, gekennzeichnet durch einen so klein bemessenen Außendurchmesser des Arbeitsraumes der Strömungskupplung (7), daß diese bei voller Füllung, kleinstmöglicher Drehzahl des Pumpenrades (8) und stillstehendem Turbinenrad (10) noch ein Drehmoment überträgt, das um einen kleinstzulässigen Sicherheitsbetrag größer ist, als dies zum Losbrechen der anzutreibenden Hilfsmaschine (Kolbenkompressor 13) erforderlich ist.

5. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß der Innendurchmesser des Kupplungsarbeitsraumes so klein bemessen ist, als dies mit Rücksicht auf die Abmessungen der Kupplungswellen und deren Lager möglich ist.

6. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Pumpenrad (8) der Strömungskupplung auf seiner Antriebswelle (Getriebewelle 9) fliegend angeordnet ist.

7. Strömungskupplung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das Lager (24) der Pumpenradwelle (Getriebewelle 9) außerhalb des für die Arbeitsflüssigkeit zugänglichen Kupplungsraumes angeordnet ist.

8. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Kupplungsfüllkanäle (49) in Pumpenradschaufeln angeordnet sind und etwa radial auswärts in den Kernraum (27) des Arbeitsraumes führen.

9. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, gekennzeichnet durch in den Turbinenschaufeln angeordnete, am Kernringraum (27) beginnende und vorzugsweise radial einwärts führende Entlüftungskanäle (28), die mit einem überdrucklosen Raum in Verbindung stehen.

10. Strömungskupplung nach Anspruch 9, gekennzeichnet durch zusätzliche Entlüftungskanäle (33), die von achsnahen Stellen des Arbeitsraumes zu einem überdrucklosen Raum führen und deren Querschnitt wesentlich kleiner ist als der Querschnitt der Entlüftungskanäle (28) des Kernraumes (27).

11. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Steuereinrichtung der Strömungskupplung ein Ein- und Ausschaltventil (77), das den Arbeitsraum der Strömungskupplung wahlweise mit der Füllpumpe (37) oder mit einer Rücklaufleitung (53) verbindet, und ferner ein gesondertes Füllungsregelventil (78) aufweist, das zum stufenlosen Verändern der Größe einer Auslaßöffnung (dreieckförmiger Auslaßquerschnitt 61) des Kupplungsarbeitsraumes dient. 5 10

12. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß das Füllungsregelventil (78) selbsttätig, und zwar in Abhängigkeit von der Turbinenraddrehzahl oder aber vom Fliehkraftdruck der Kupplungsflüssigkeit, gesteuert wird. 15

13. Strömungskupplung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß das Füllungsregel-

ventil (78) einerseits durch den Fliehkraftdruck und den Überlagerungsdruck der Kupplungsflüssigkeit im Sinne einer Füllungsverkleinerung und andererseits durch den Überlagerungsdruck und eine Rückstellkraft (Feder 60) im Sinne einer Füllungsvergrößerung beeinflusst wird.

14. Strömungskupplung nach einem der Ansprüche 1 bis 13, gekennzeichnet durch ein als Überdrehzahlenschutz dienendes und vorzugsweise als Tellerventil ausgebildetes Überdruckventil (63, 64), das beim Überschreiten des der höchstzulässigen Antriebsbrennkraftmaschinendrehzahl zugeordneten Fliehkraftdruckes der Kupplungsflüssigkeit für diese einen Auslaßkanal (65) freigibt.

In Betracht gezogene Druckschriften:

Deutsche Patentschriften Nr. 919 449, 692 822;
USA.-Patentschrift Nr. 2 700 538.

Hierzu 1 Blatt Zeichnungen

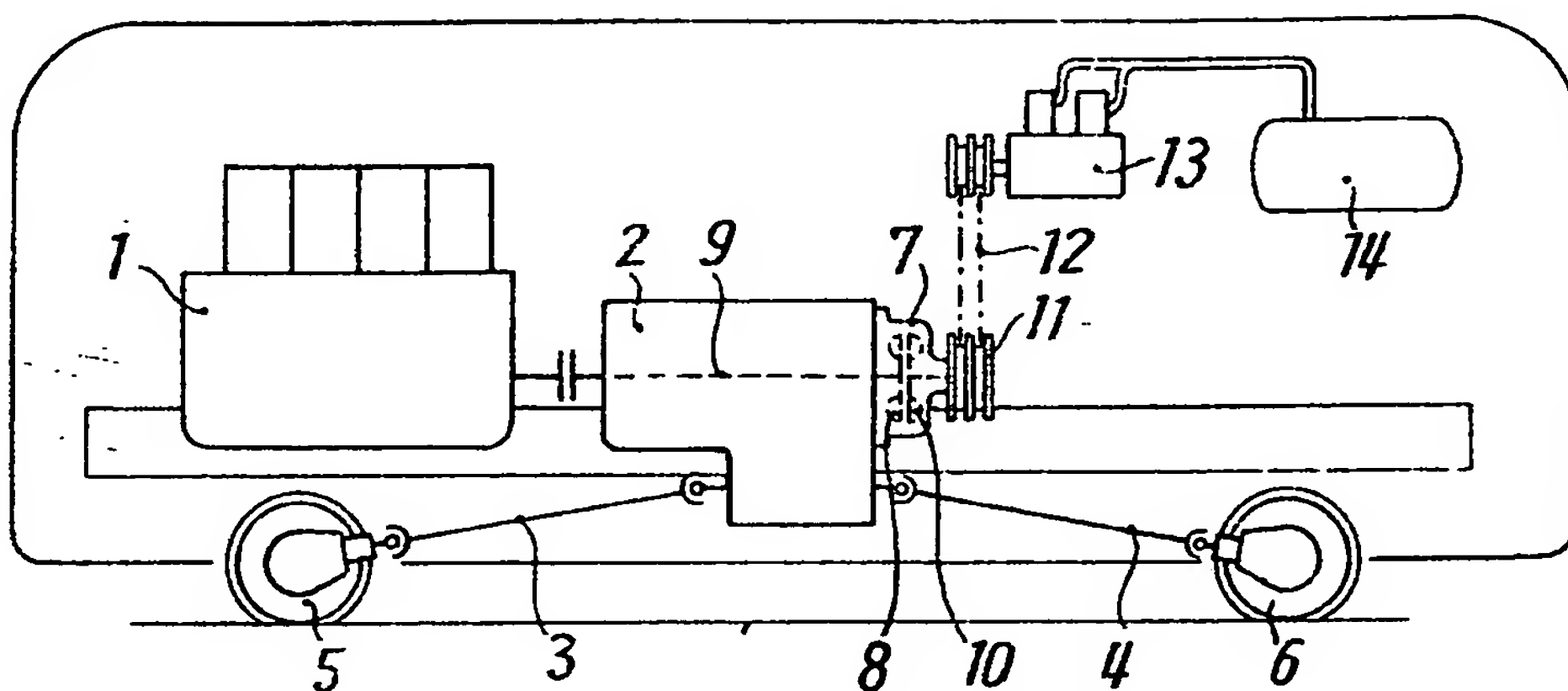


Fig. 1

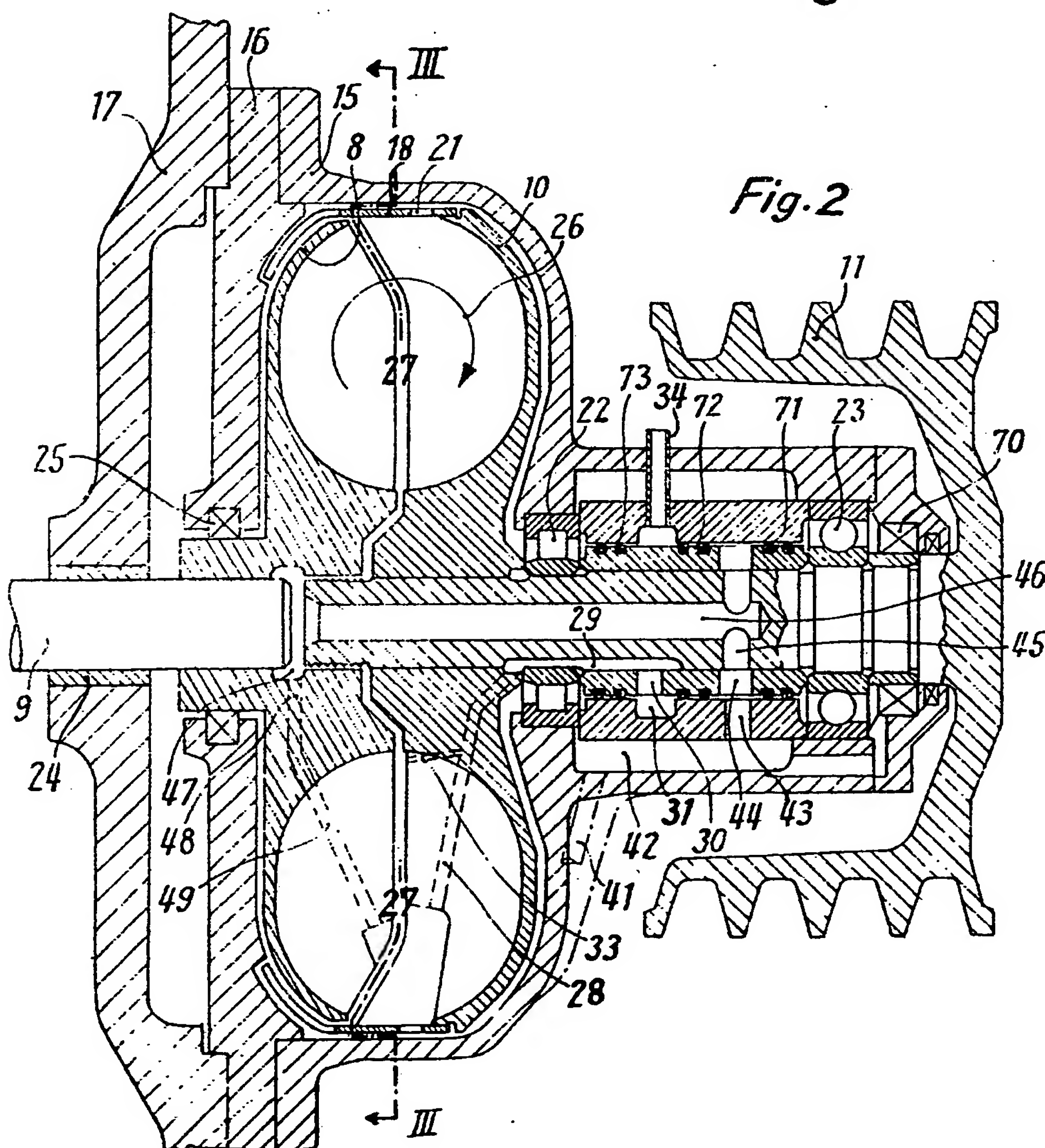


Fig. 2

Fig. 3

